

气相旋转螺旋槽管式换热器结构优化与性能试验

万霖^{1,2} 黄宇佳¹ 车刚^{1,2} 王洪超^{1,2} 李俊鹏¹ 郑宇¹ 田金凯¹

(1. 黑龙江八一农垦大学工程学院, 大庆 163319; 2. 黑龙江省农机智能装备重点实验室, 大庆 163319)

摘要: 粮食干燥生产中换热损失大, 存在烟气热量无法高效传递, 导致换热效率低等问题。本文以集管壳与列管式换热于一体的气相旋转螺旋槽管式换热器为研究对象, 基于场协同与热力学理论优化螺旋槽管关键部件, 探究螺旋槽管参数对换热性能的影响。以螺距、槽深及内外径比为试验因素, 以努塞尔数和阻力系数为评价指标, 进行三因素五水平二次正交旋转组合试验, 采用多目标优化方法确定最优参数组合, 当螺距为 24.845 mm、槽深为 1.753 mm、内外径比为 0.897 时, Nu 为 164.637, f 为 0.348。对优化结果进行验证试验, 试验结果与优化结果基本一致。螺旋槽管平均场协同角 β 相较于圆管降低约 2° , 揭示了置于壳程内的螺旋槽管管束进口、出口及中间截面内场协同角的分布特征, 整体范围内的场协同效果有所增加, 结论符合场协同原理。利用强化换热综合性能指数 (Performance evaluation criteria, PEC) 进行评价, 结果表明气相旋转螺旋槽管式换热器 PEC 在 1.031 ~ 1.267 之间, 验证了螺旋槽管在换热器应用的合理性。

关键词: 粮食干燥机; 换热器; 螺旋槽管; 场协同; 结构优化

中图分类号: TK124

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)10-0422-11

OSID:



Structural Optimization and Performance Test of Gas-phase Rotating Spiral Grooved Tube Heat Exchanger

WAN Lin^{1,2} HUANG Yujia¹ CHE Gang^{1,2} WANG Hongchao^{1,2} LI Junpeng¹ ZHENG Yu¹ TIAN Jinkai¹

(1. College of Engineering, Heilongjiang Bayi Agricultural University, Daqing 163319, China

2. Heilongjiang Provincial Key Laboratory of Intelligent Agricultural Machinery Equipment, Daqing 163319, China)

Abstract: During the grain drying production, the heat transfer loss was great, and flue gas heat can not be efficiently transferred, resulting in low heat transfer efficiency and other problems. The gas-phase rotary heat exchanger integrating shell-and-shell and shell-and-tube heat exchanger was taken as the research object, and the key components of the spiral grooved tube were optimized based on the field synergy and thermodynamic theory. The influence of spiral grooved tube parameters on heat transfer performance was investigated. Pitch, groove depth and inner/outer diameter ratio were taken as test factors, and nussle number and resistance coefficient were used as evaluation indexes. Three-factor five-level quadratic orthogonal rotary combination experiments were carried out. Multi-objective optimization method was used to determine the optimal parameter combination, and nussle number was 164.637 and resistance coefficient was 0.348 when the pitch was 24.845 mm, the groove depth was 1.753 mm, and the inner/outer diameter ratio was 0.897. Verification experiments were carried out on the optimization results, and the experimental results were basically consistent with the optimization results. The average field synergy angle of the spiral grooved tube was decreased by about 2° compared with that of the circular tube, revealing the distribution characteristics of the field synergy angle in the inlet, outlet and intermediate sections of the spiral grooved tube bundle placed in the shell range, and the field synergy effect was increased in the overall range, which was concluded to be in line with the field synergy principle. The enhanced heat transfer comprehensive performance index was utilized for evaluation, and the results showed that the thermal performance factor of spiral grooved tube heat exchanger was between 1.031 and 1.267, which verified the rationality of spiral grooved tube in heat exchanger application.

Key words: grain drier; heat exchanger; spiral grooved tube; field synergy; structural optimization

收稿日期: 2024-07-08 修回日期: 2024-07-29

基金项目: 黑龙江省自然科学基金项目 (LH2022E098) 和国家重点研发计划项目 (2021YFD2100901)

作者简介: 万霖 (1971—), 女, 教授, 博士生导师, 主要从事节能干燥技术及智能设备研究, E-mail: 381995603@qq.com

0 引言

耗能量与作业成本是干燥机重要的经济评价指标^[1]。学者已在负压变径角状管^[2]、变温控制等方面开展研究,但粮食干燥能耗问题仍是节粮减损技术发展的瓶颈。目前,北方粮食干燥因环境条件和生产规模的限制,换热环节主要以煤、碳或生物质燃烧换热为主,由有关部门统计数据可知,用于粮食干燥的换热装置换热效率为 70% 左右,按 1 kg 标准煤产生 2.3×10^4 kJ 能量,以目前换热器换热能计算,若谷物初始含水率为 30%,需要干燥到安全含水率 13% ~ 14%,每 1 kg 煤可以干燥 19 kg 粮食^[3]。换热效率若提高 5%,则每 1 kg 煤可多干燥 2.1 kg 粮食,按我国北方煤炭价格 800 元/t 来计算,即每干燥 10 t 粮食节省 40 元,以 2018 年粮食总产量 4.357×10^7 t 来计算,应用高效换热器可节省数亿元。因此,粮食干燥换热技术是一个重要生产问题。

目前,黑龙江垦区粮食生产企业所使用的粮食干燥机配套的 RFL 型、KFL 型及 KFW 型换热器均为固定管壳式多壳程列管换热器,热流体为高温烟气,冷流体为空气,换热过程中气流在横流管束间易诱发振动,导致旋涡分离、湍流抖振^[4]和流体弹性不稳定而造成换热管破裂和传热失效、换热管易结垢、维护困难、换热效率低等问题。科研人员通过扩大面积增强换热量^[5-7],开发出各种特殊增强管,如板翅换热器^[8-10]、迷宫结构^[11]等。近年来,数值模拟^[12-16]方法在换热器结构设计的应用,大大节省了换热器优化设计时间成本和经济成本。BOZORGANO 等^[17]利用蜂窝算法得到了管壳式换热器最优设计参数。文献[18]提出了基于结构的传热结构自适应拓扑优化方法;文献[19-20]开展了流动换热场协同分析。国内外学者基于强化传热技术,结合工程热物理的基础理论研究,揭示了对流换热和传热强化的物理机制并对换热结构进行优化,促进了换热器创新,提高换热效率。

北方粮食干燥因环境条件和生产规模的要求,冬季易结冰堵塞固定式换热器底层回流管,致使换热效率降低。项目团队前期设计了与粮食干燥机配套的气相旋转换热器^[21],工作稳定性能良好,维护操作简单,本研究将旋转机构与卧式列管相结合。场协同原理^[22]通过将能量方程在边界层处进行积分,调节流体速度矢量和温度梯度之间的协同夹角实现强化换热。换热与表面几何形状、大小及表面相对位置等几何因素有关^[23]。因此,基于场协同和传热理论优化气相旋转换热器结构,可提升流体换热性能并降低能源消耗。本研究在光管上加工外

凹、内凸的螺旋槽,不考虑钢管材料,旋转滚筒直径以及螺旋槽管排列方式不变,探究螺旋结构参数对换热性能影响,利用 Fluent 2022 对换热管仿真与数值模拟,分析结构参数对努塞尔数和阻力系数的影响规律,并进行螺旋槽管与圆管场协同分析,探究平均场协同角随努塞尔数变化规律,通过样机进行台架试验验证,以确定最优参数组合,并利用强化换热综合性能指数进行评价。

1 整机结构与工艺流程

1.1 结构与工作过程

气相旋转螺旋槽管式换热器以卧式旋转滚筒为主要结构,直列螺旋管束固定于滚筒中央区域,采用正三角形排列方式,可减小换热器外径约 15%。滚筒外固定大齿圈与驱动齿轮啮合,动力由转速 200 r/min 的低速电机提供,通过变频器来控制工作转速,以满足不同转速的运动条件。滚筒内气流纵向流动,换热作业时,旋转滚筒不断地旋转使高温烟气一直保持均匀地与螺旋管外壁接触,完成热量交换。气相旋转螺旋槽管式换热器结构如图 1 所示。

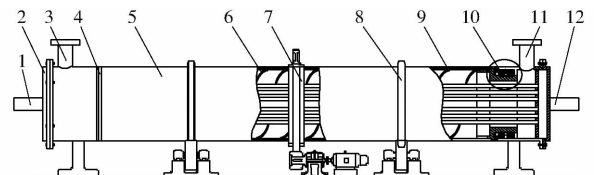


图 1 气相旋转螺旋槽管式换热器结构示意图

Fig. 1 Schematic of gas-phase rotating spiral grooved tube heat exchanger

1. 进气口 2. 端盖 3. 烟气出口 4. 密封环 5. 旋转筒体 6. 螺旋管束 7. 驱动齿轮组 8. 支撑滚轮 9. 保温层置 10. 磁流体密封 11. 烟气入口 12. 出气口

1.2 工艺流程

换热器工艺流程如图 2 所示,换热作业时,高温烟气从管道入口进入换热壳体,烟气由右向左运动,同时空气从与烟道相对的空气入口进入列管,空气由左向右运动。由于受换热器的强制旋流作用,在湍流中流体各物理参数如速度、压力、温度等都随时间与空间发生随机变化,从物理结构上可看出各种不同尺度涡旋,尺度大小由边界条件决定^[24]。大尺度涡流不断地从主流获得能量,通过旋涡间相互作用和流体粘性作用,小尺度旋涡不断消失,机械能耗散为流体热能。由于边界作用,扰动及速度梯度作用,新涡旋不断产生。

1.3 传热性能指标

湍流换热重要响应参数为努塞尔数和雷诺数,是评判换热因素的重要指标,文献[25]指出对流换

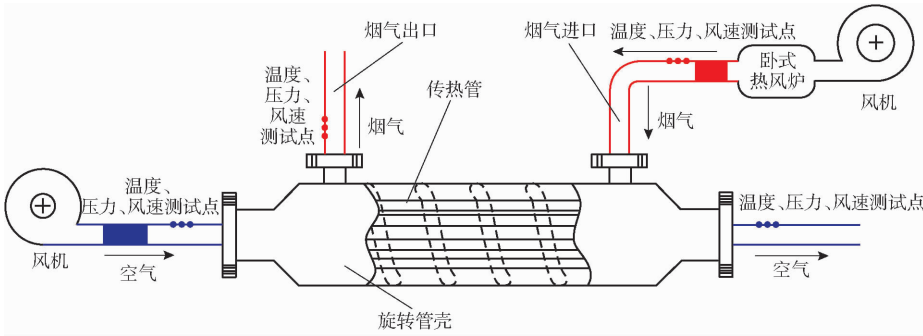


图 2 工艺流程示意图
Fig. 2 Schematic of process flow

热特性不仅取决于温差、流动速度和流体物性,还与速度场和温度场协同程度有关,一般表达式为

$$Nu = RePr \int_0^1 (\bar{U} \nabla \bar{T}) d\bar{V} \quad (1)$$

其中 $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ (2)

- 式中 Nu ——努塞尔数
 Re ——雷诺数
 Pr ——普朗特数
 $\bar{U}$ ——无量纲速度
 $\nabla \bar{T}$ ——无量纲温度梯度
 $d\bar{V}$ ——无量纲微元体积
 ρ ——流体密度, kg/m^3
 v ——流体速度, m/s
 d ——当量直径, mm
 μ ——流体黏性系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$

阻力系数计算公式为

$$f = \frac{2\Delta P d}{\rho v^2} \quad (3)$$

- 式中 f ——阻力系数
 ΔP ——壳程压降, MPa

2 关键部件设计

2.1 传热管设计

采用的螺旋槽管为外凹、内凸结构,流体流经螺旋槽管时,会被凸起的表面阻挡,形成一个封闭的涡流区域,加速分离区所产生的湍流脉动向壁面扩散,从而增强了壁面邻近流体的湍流度,提高了传热效果。文献[25-26]证实了螺旋槽管结构参数对其热力性能有一定的影响。文献[27]利用螺旋槽管管内外单相流体传热研究的试验结果,试验数据按流动参数、物性参数和几何参数采用无量纲准则数进行整理,获得了螺旋槽管管内传热关系式为

$$Nu = 0.24 Re^{0.78} Pr^{0.4} \left(\frac{B}{D}\right)^{0.27} \left(\frac{A}{B}\right)^{-0.26} \quad (4)$$

- 式中 D ——管径, mm

- A ——螺距, mm
 B ——槽深, mm

因此设计螺旋槽管时,高度、厚度、节距和内径是主要几何参数。本研究应用较为广泛的圆形传热管,其基本规格为管径 38~48 mm,壁厚为 1.5~3 mm,加工出外凹、内凸的螺旋槽,如图 3 所示。

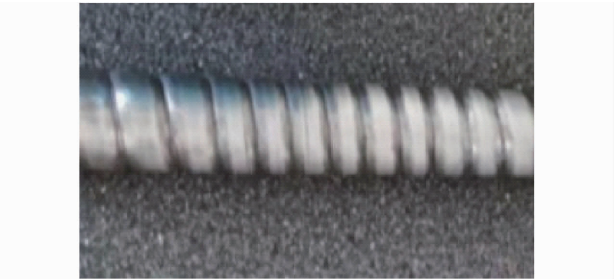


图 3 螺旋槽管
Fig. 3 Spirally grooved tube

2.2 仿真试验

螺旋槽管内气体流动为周期性流动,选取长度为 1 000 mm 螺旋槽管进行模拟。螺旋槽管本身结构参数较复杂,考虑到管壁内外表面的螺旋结构与管直径,初始网格尺寸设为 5 mm,采用非结构化的四面体网格。综合考虑计算量与模拟精度等因素,最终取网格尺寸为 2 mm 进行模拟。通过主流体获得能量旋涡间的相互作用,机械能转换为流体热能。湍流模型选择标准 $k-\varepsilon$ 模型。螺旋槽管入口为速度入口,流速设为 2~7 m/s, Re 为 5 657.9~19 802.6,温度为 300 K,螺旋槽管出口为压力出口,相对常压为 0,螺旋槽管管壁温度为 333 K,壁面为无滑移的固定壁面,在流动过程中不会出现较大的波动以及大涡流情况,采用 Central Composite Design (CCD) 试验设计方法进行试验研究,试验因素编码如表 1 所示,选取螺距、槽深、内外径比作为因素,以 Nu 和 f 为评价指标设计试验。根据文献[27]结果及已有研究基础,确定螺距为 20~30 mm,槽深为 1.0~2.5 mm,内外径比为 0.875~0.925。试验方案设计与结果如表 2 所示,表中 x_1 、 x_2 、 x_3 为螺距、槽深和内外径比编码值, Y_1 、 Y_2 为 Nu 、 f 试验结果。

表 1 试验因素编码
Tab.1 Test factors and codes

编码	因素		
	螺距/mm	槽深/mm	内外径比
-1.682	20	1.00	0.875
-1	22	1.30	0.885
0	25	1.75	0.900
1	28	2.20	0.915
1.682	30	2.50	0.925

2.3 试验结果分析

运用 Design-Expert 13.0 多元回归拟合后,得出各因素对 Nu 、 f 的回归方程。方差分析与显著性结果如表 3 所示。由 P 值可以看出, Nu 、 f 回归方程均极显著($P<0.01$)。失拟项 P 值均大于 0.05,不显著,表明方程拟合程度较好,无其他因素影响。在确保模型显著和失拟项不显著情况下,剔除不显著回归项,重新建立方程为

$$Y_1 = 164.09 - 4.33x_1 - 3.85x_2 - 3.47x_3 - 4.32x_1x_2 + 3.41x_2x_3 - 8.42x_1^2 + 0.0523x_2^2 + 0.0237x_3^2 \quad (5)$$

$$Y_2 = 0.3503 - 0.0074x_1 - 0.0198x_2 + 0.0064x_3 - 0.0162x_1x_2 + 0.0286x_1x_3 + 0.0481x_1^2 + 0.0523x_2^2 + 0.0237x_3^2 \quad (6)$$

表 2 试验设计及结果
Tab.2 Experimental design and results

序号	因素			Y_1	Y_2
	x_1	x_2	x_3		
1	0	0	0	168.57	0.3640
2	0	0	0	157.58	0.3523
3	1.682	0	0	133.93	0.4734
4	0	0	0	166.55	0.3480
5	1	1	1	126.98	0.4737
6	0	0	0	162.72	0.3351
7	-1	1	1	137.19	0.4581
8	1	1	-1	122.05	0.3922
9	0	0	0	164.93	0.3520
10	0	0	1.682	139.12	0.4251
11	-1	-1	1	132.62	0.4722
12	0	1.682	0	128.94	0.4587
13	0	0	0	165.89	0.3474
14	-1	-1	-1	152.34	0.5121
15	-1	1	-1	148.74	0.5117
16	0	0	0	165.58	0.3610
17	1	-1	1	134.19	0.5317
18	0	0	-1.682	143.23	0.3974
19	0	-1.682	0	140.82	0.5254
20	-1.682	0	0	145.77	0.4867
21	0	0	0	160.75	0.3510
22	1	-1	-1	148.39	0.4783
23	0	0	0	170.33	0.3440

表 3 回归方程方差分析
Tab.3 Regression equation analysis of variance

方差来源	努塞尔数 Nu				阻力系数 f			
	平方和	自由度	F	P	平方和	自由度	F	P
模型	4 656.32	9	32.61	<0.0001**	0.1034	9	111.70	<0.0001**
x_1	256.60	1	16.18	0.0015**	0.0007	1	7.20	0.0188*
x_2	202.31	1	12.75	0.0034**	0.0054	1	52.21	<0.0001**
x_3	164.90	1	10.39	0.0067**	0.0006	1	5.51	0.0354*
x_1x_2	148.99	1	9.39	0.0090**	0.0021	1	20.42	0.0006**
x_1x_3	60.52	1	3.82	0.0727	0.0065	1	63.42	<0.0001**
x_2x_3	93.19	1	5.87	0.0307*	0.0000	1	0.2521	0.6240
x_1^2	1 127.61	1	71.08	<0.0001**	0.0367	1	356.88	<0.0001**
x_2^2	1 647.13	1	103.83	<0.0001**	0.0435	1	422.68	<0.0001**
x_3^2	1 005.73	1	63.40	<0.0001**	0.0089	1	87.03	<0.0001**
残差	206.23	13			0.0013	13		
失拟	73.03	5	0.8772	0.5368	0.0007	5	2.0	0.1824
误差	133.2	8			0.0006	8		
总和	4 862.55	22			0.1034	22		

注：* 表示显著($P<0.05$)，** 表示极显著($P<0.01$)。

2.3.1 各因素交互作用对努塞尔数的影响

各因素交互作用对努塞尔数影响的响应曲面如图 4 所示。由图 4a 可知,当槽深一定时,螺距越小, Nu 越大,换热效果越好,主要原因是当槽深一定时,螺旋槽管螺距越大,则相邻螺旋槽之间会出现一段边界层未受扰动区域,该区域中受前一个螺旋槽对

边界的扰动已经消失,而后一个螺旋槽的扰动作用还未形成。当螺距越小时,未受螺旋槽扰动的区域越少,流体分离边界层的作用越明显,从而使换热增强。螺距逐渐增大时, Nu 先缓慢增加,达到最高点后,缓慢下降。当螺距为 23~27 mm、槽深为 1.20~2.25 mm 时, Nu 出现峰值,换热管换热性能较优。由

图 4b 可知, Nu 缓慢增加后缓慢下降, 整体影响不显著。由图 4c 可知, 当内外径比固定不变, 槽深逐渐增

大时, Nu 先逐渐增大, 到达最高点后, 再迅速下降。当槽深为 1.25 ~ 2.20 mm 时, Nu 高, 换热性能好。

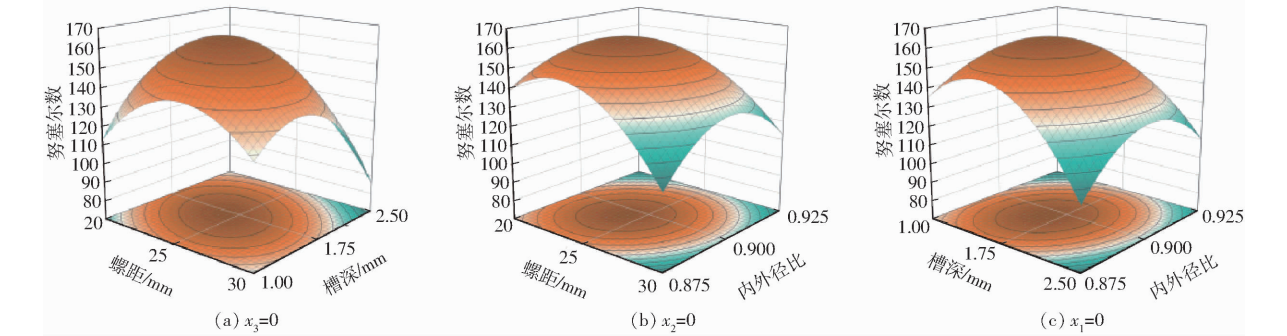


图 4 交互作用对努塞尔数影响的响应曲面

Fig. 4 Effect of interactions on Nu response surfaces

2.3.2 各因素交互作用对阻力系数的影响

当内外径比为 0.9 不变时, 螺距和槽深交互作用对阻力系数的影响如图 5a 所示。从图 5a 可以看出, 螺距不变时, 槽深逐渐增大, 阻力系数先减小, 到达最低点后, f 逐渐增大。当槽深越深时意味着流体通过表面时需要更多的能量来维持流体流动, 流体流过槽体结构导致流体的伸缩和扩大作用更加强烈, 流体边界层会随着槽体结构出现回流或者漩涡情况, 阻碍流体的通过并伴随着能量损耗, 在槽深为 1.50 ~ 2.25 mm、螺距为 22.5 ~ 27.5 mm 时, f 最小。当槽深为 1.75 mm 时, 螺距

和内外径交互作用对阻力系数的影响如图 5b 所示。从图 5b 可以看出, 螺距越小, 其 f 越大, 单位长度内流体边界层受到的波动影响次数越多, 克服波动影响所作的功增加, f 随之增加。螺距为定值时, 内外径比逐渐增大, f 呈先减小到最低点后又增大的趋势。在内外径比为 0.875 ~ 0.910、螺距为 25.0 ~ 27.5 mm 时 f 相对较小。螺旋管的特殊结构加强了流体之间的质量和能量交换, 加大换热能力, 然而会增加阻力和消耗能量。图 5c 表明槽深及内外径比对 f 的影响呈先减小后增大趋势, 整体变化缓慢, 数据显示对其影响为不显著。

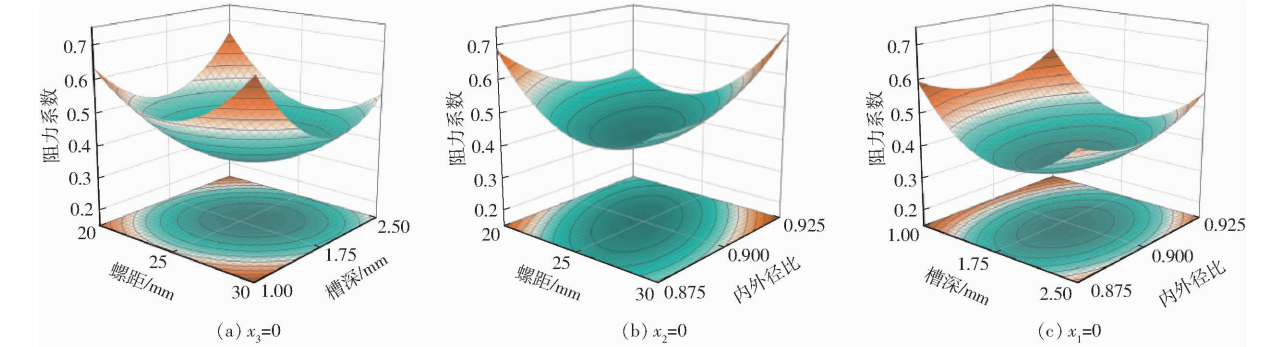


图 5 交互作用对阻力系数影响的响应曲面

Fig. 5 Effect of interactions on drag coefficient response surface

2.4 优化与验证

以 Y_1 最大、 Y_2 最小为优化目标, 设定目标函数及约束条件为

$$\begin{cases} \max Y_1(x_1, x_2, x_3) \\ \min Y_2(x_1, x_2, x_3) \\ \text{s. t.} \begin{cases} -1.682 \leq x_1 \leq 1.682 \\ -1.682 \leq x_2 \leq 1.682 \\ -1.682 \leq x_3 \leq 1.682 \end{cases} \end{cases} \quad (7)$$

在 Design-Expert 13.0 软件优化模块完成各参数优化, 当螺距为 24.854 mm、槽深为 1.753 mm、内外径比为 0.897 时, 换热管换热性能最好。按照优

化后参数进行 3 组重复试验, 结果如表 4 所示。实际值与优化值相差较小, 验证了优化参数的合理性。

表 4 优化参数试验结果

Tab. 4 Optimizing parameters test results		
项目	努塞尔数 Nu	阻力系数 f
优化值	164.637	0.348
实际值	165.147	0.347
偏差/%	0.31	0.28

3 螺旋槽管场协同分析

3.1 场协同原理

文献[28 - 29]采用全场的速度和温度梯度平

均场协同角 β , 即速度矢量与温度梯度或速度矢量与热流矢量的夹角。在速度和温度梯度一定(或者 Re 、 Pr 不变)条件下, 减小场协同角 ($\beta < 90^\circ$), 增加积分值, 即 Nu 数增大, 换热强化提高。为了分析螺旋槽管结构参数对换热器性能影响的机理, 利用场协同原理, 分析螺旋槽管结构对换热性能影响的原因, 速度场引起温度场变化可通过场协同原理进行分析。式(1)可写成

$$U \nabla \bar{T} = |U| |\nabla \bar{T}| \cos \beta$$

(8)

则

$$\beta = \arccos \frac{U \nabla T}{|U| |\nabla T|}$$

(9)

从式(9)可以看出, β 在控制强化传热性能时起决定性作用。

基于对流换热场协同理论, 在粘性耗散一定的条件下, 满足能量守恒。压力差值计算过程中选择默认的标准格式压力差值算法进行模拟计算, 采用 Simple 算法进行离散计算, 动量方程、能量方程、湍流动能及其耗散率方程均选用二阶迎风格式。通过求解协同方程获得最优的速度场和温度场, 边界条件同仿真试验, 模拟管内的最优速度场与温度场分布情况如图 6。

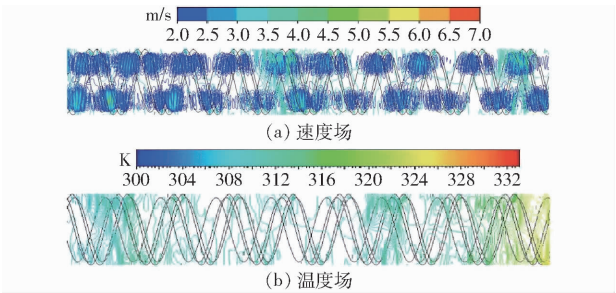


图 6 速度场和温度场分布情况 ($Re = 15\,000$)

Fig. 6 Optimized velocity field and optimized temperature field of spirally grooved tube ($Re = 15\,000$)

从图 6 可以看出, 靠近螺旋管壁处速度分布较密, 在螺旋槽管中央部分有速度漩涡出现, 当管内出现多涡流时管内的对流换热性能会有显著提高。主流时均速度场对粘性损失存在影响, 其粘性损失主要由流体的脉动运动引起, 另一部分是由平均流的黏性耗散导致。因此, 管内对流的流动阻力主要取决于主流速度截面。最优速度场表示流体最佳传热性能。然而, 在实际情况下, 流体的流动状态与最佳状态相差很远。通过了解最佳状态, 可以使用工程技术方法来接近最佳状态, 从而实现更好的传热效果。

3.2 螺旋槽管与圆管场协同对比

选用当量直径为 40 mm 的螺旋槽管及圆管, 螺旋槽管螺距 25 mm、槽深 1.8 mm 及内外径比 C 为

0.89, 对比分析传热机理, 探讨螺旋结构对场间协同性影响。仿真设置参数如表 5 所示, 与前述模拟条件相同。

表 5 仿真设置参数
Tab. 5 Simulation setting parameters

参数	数值
换热管长度/mm	3 860
管程入口温度/℃	15
管程入口速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	6
壳程入口速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	6
壳程入口温度/℃	65
流体介质密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1×10^3
流体导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	0.024 2
固体导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	46.52
环境温度/℃	25

图 7 为两管端截面场协同角。螺旋槽管结构为扁圆形, 平均场协同角度 86° 附近管壁周围近似均匀分布几个场协同角较小的区域, 说明螺旋槽结构影响场协同角。圆管整体场协角为 89° 左右, 说明充分发展段的圆管换热主要是以圆管的管壁导热为主。螺旋槽平面结构内整体平均场协同角减小 2° 时, 对整个流域影响显著。

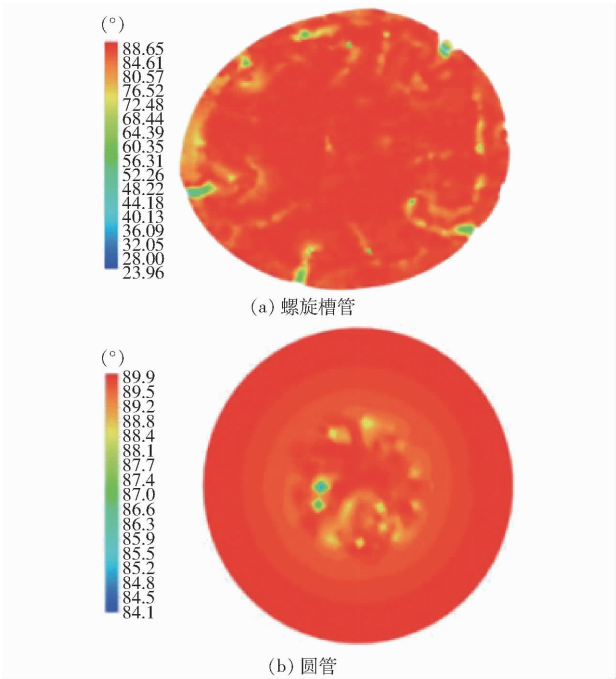


图 7 螺旋槽管与圆管端截面的场协同角

Fig. 7 Field synergy angle between spirally grooved tube and circular tube end section

速度场与温度场平均协同角 β 随 Re 的变化关系曲线如图 8 所示。从图 8 可以看出, 螺旋槽管及圆管 β 均随着 Re 增加呈减小趋势, 且趋势逐渐变缓。图 9 中 2 种结构 Nu 均随 Re 增大而增大, 当 Re 一定时, 螺旋槽管 Nu 为圆管的 1.6 ~ 2.0 倍。同时

Nu 小时协同角 β 大, Nu 大时协同角 β 小。说明随着流速的增加, 速度场与温度场协同性变好^[30]。其换热能力增强, 改善了传热能力。

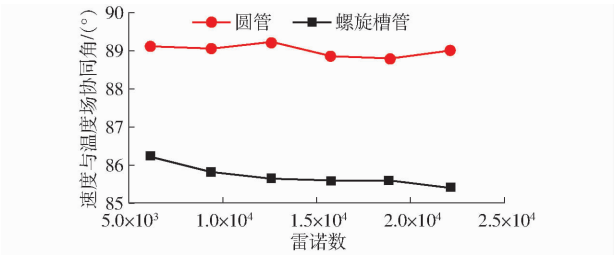


图 8 螺旋槽管、圆管速度与温度场协同角随 Re 变化曲线
Fig. 8 Velocity and temperature field synergistic angle curves with Re for spiral grooved tube and circular tube

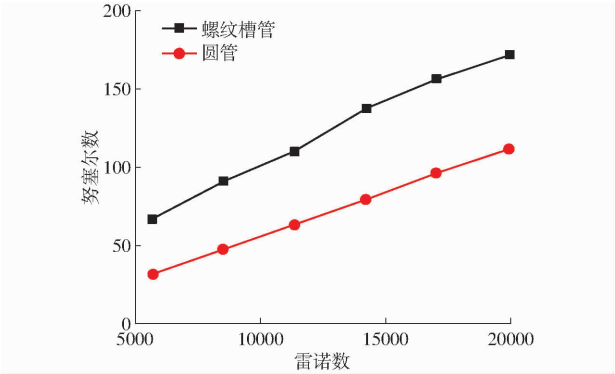


图 9 螺旋槽管与圆管 Nu 随 Re 变化曲线
Fig. 9 Nu with Re curves for spiral grooved tubes and circular tubes

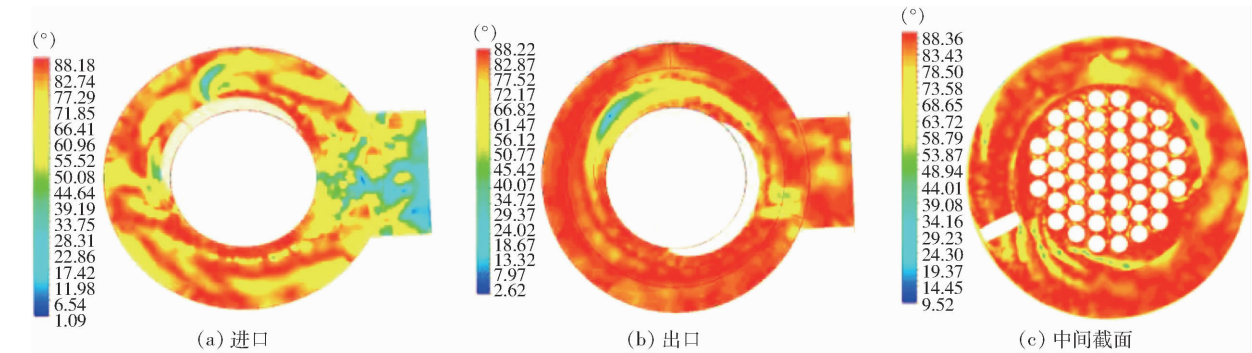


图 10 螺旋槽管截面场协同角云图
Fig. 10 Field synergy angle of spiral grooved tube cross-section

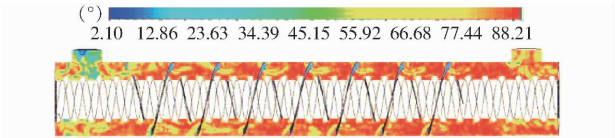


图 11 螺旋槽管壳程中间截面场协同角云图
Fig. 11 Synergistic angular cloud of field in middle cross section of shell program of spiral grooved tube

槽管外壁的小块区域的场协同角小于壳程内壁面附近。

壳程侧面截面为矩形(图 12), 进口段流体绕过螺旋槽管外壁面时有连续条状的颜色显示为黄色,

3.3 壳程内螺旋槽管场协同云图

将螺旋槽传热管置于壳程内, 壳程进口侧截面、出口截面和管束端截面的场协同角云图如图 10 所示。图 10a 进口侧截面处场协同角分布云图主要为浅绿色和黄色, 螺旋槽管为非规则圆环面, 进口处流体垂直进入换热器壳体, 产生进口效应, 场协同角明显较小。沿着流体流动方向, 垂直向下流动流体受到螺旋槽管凸起的影响绕螺旋槽管外管壁流动, 逆时针流动的流体有较大区域内有部分场协同角较小的区域, 其云图显示为黄色和浅绿色, 旋转 180° 的螺旋槽管突起后方其他位置颜色以红色为主色调, 场协同角至少为 80° 以上。图 10b 浅色区域较少, 出口处速度矢量和温度梯度夹角较大, 只有在螺旋槽管凸起处环绕着部分场协同角较小的区域, 红色区域不利于换热, 出口处换热效果较差, 部分原因是由于出口处不存在类似于进口效应的强化传热现象。图 10c 为壳程管束端截面场协同角云图, 红色区域占主体, 在换热管外围和换热器壳程内壁之间的流体域区域内, 黄色条状出现较少。在该云图截面中可以看出螺旋叶片位于壳程左下方, 在螺旋叶片引导下, 螺片叶片后面出现了场协同角为 70° 区域。

图 11 为螺旋槽管壳程中间截面协同角云图, 由于螺旋槽管外凹、内凸的外壁面引流作用, 靠近螺旋

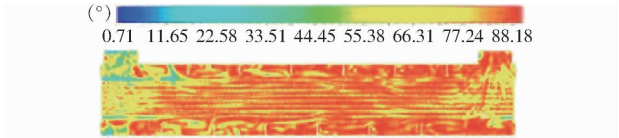


图 12 螺旋槽管壳程侧面场协同角云图
Fig. 12 Synergistic angular cloud of cross-section field on shell-range side of spiral grooved tube

当接触到换热器中央位置的换热管时流体环绕通过换热管, 流体主要速度方向保持不变, 即使到达换热器壳程内壁面位置场协同角依然能接近 40°。在壳程出口处场协同角大致为 60°, 接近以红色显示, 应

尽可能地减小流动静止区面积来提高换热器换热效率。

综上,置于壳程内的螺旋槽管管束云图分布整体变化趋势与单螺旋管速度场与温度场协同角基本一致,整体范围内的场协同效果有所增加。由于壳程内扰流叶片扰流作用,局部区域内流动死区面积减小,当沿着螺旋槽管向前运动的流体与螺旋叶片接触时,流体流动又受到向心力的作用,换热器壳程中间部分流体的混流程度增大,有利于提高换热器换热效率。

4 气相旋转螺旋槽管式换热器性能试验

4.1 试验材料和仪器设备

试验仪器:FLIR T420 型手持热成像仪;WZP-230 型温度记录仪(量程范围: - 50 ~ 400℃,A 级测量精度);霍尔转速记录仪(量程范围: 5 ~ 200 r/min,分度值:0.1 r/min);Gasbord-3100P 型烟气分析仪。

试验条件:试验地点为黑龙江省智能农机装置重点实验,试验装置主要由气相旋转螺旋槽管式换热器试验台、电控柜等组成,电控柜实时采集冷气入口、烟气入口温度及风速,换热出口、废气出口温度。其中风速传感器型号为 AV104X-3-10-10-X-10-4,测量范围为 0 ~ 10 m/s,适用范围 0 ~ 200℃;使用 MS-122-LCD 型压差变送器测量压差,量程为 0 ~ 100 Pa,精度为 ±0.1%;电机为 YS90S-4 型三相异步电机,功率为 1.1 kW,如图 13 所示。



图 13 气相旋转螺旋槽管式换热器试验台
Fig. 13 Test bench for gas-phase rotating spiral grooved tube heat exchanger

4.2 试验结果

为了验证螺旋槽传热管数值计算的准确性,常温空气由 100 型交直调速鼓风机(上海亿机电设备有限公司)提供,风速和温度由 testo405-V1 型热敏感风速仪测得,冷风风速为 3.5 m/s,热风风速为 2 ~ 10 m/s,壳体转速为 5 ~ 25 r/min,试验数据进行多次测量,去除误差数据后取正确测量结果平均值。运用软件对试验数据进行试验结果显著性检验,壳

体转速 n 及 Re 对 Nu 的影响显著 ($P < 0.05$);而 n 对 ΔP 影响不显著 ($P > 0.05$), Re 对 ΔP 影响显著 ($P < 0.05$)。

对试验结果进行拟合,如图 14、15 所示。由图 14、15 可知,在转速 n 一定情况下,壳程 Nu 随着 Re 增大而增大,近似呈指数型函数增长;同时,壳程 ΔP 也随着 Re (即壳程烟气风速)增大而增大。

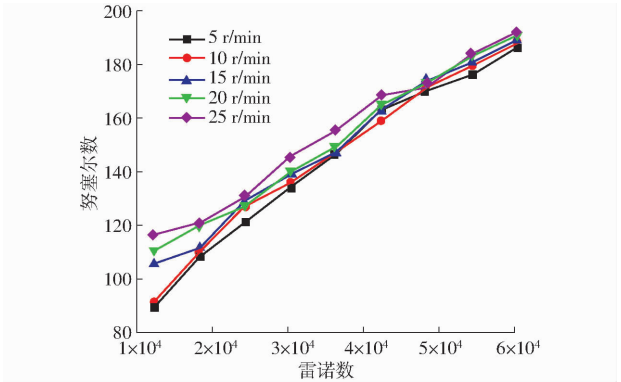


图 14 不同转速下努塞尔数变化曲线
Fig. 14 Nusselt number variation curves at different rotational speeds

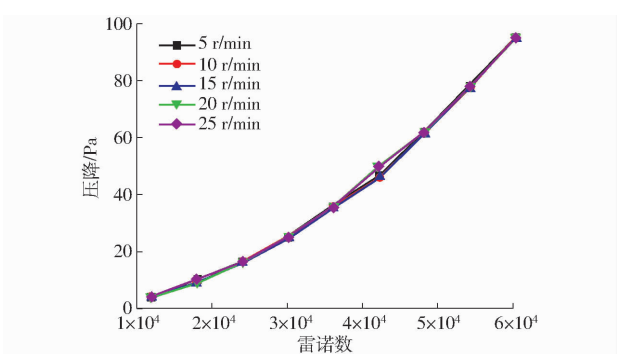


图 15 不同转速下壳程压降变化曲线
Fig. 15 Shell pressure drop curves at different rotational speeds

运用 SPSS 软件对试验数据进行拟合,确定 Nu 、 Re 与 n 相关性,得到多元线性回归方程为

$$Nu = 0.002Re + 0.519n + 77.468 \tag{10}$$

统计分析得到 Nu 回归方程相关系数为 0.992,决定系数为 0.984,标准估算误差为 3.828 006,D-W 检验为 1.433,调整后决定系数为 0.983,说明 Nu 回归方程拟合程度好。运用 Matlab 软件对回归方程在定义域 Re 为 12 095 ~ 60 474、 n 为 5 ~ 25 r/min 内求最值,当转速为 22 r/min 时, $Nu_{\max}$ 为 209.834。

4.3 热量损失

壳体温度是表征换热器热损失的一个重要指标,将直接影响综合换热效率^[31-33]。采用 Matlab 软件对热成像图温度数据进行处理,绘制热成像图

等温线图如图 16 所示。等温线图是用等势线来表
达同一温度区域,对应地模拟出物体表面温度的空
间分布,分析出换热器具体的热能流失问题。黄色
区域为气流分配室与旋转壳体连接部位、托轮滚动
槽、齿圈,存在热量损失。其主要原因是壳体转动因
摩擦作用致使托轮滚动槽以及齿圈表内温度升高,
并非壳体内部烟气外泄;旋转壳体嵌合处区域温度
较高,综合考虑此处温度异常可能是密封性能不稳
定造成热量外泄所致。

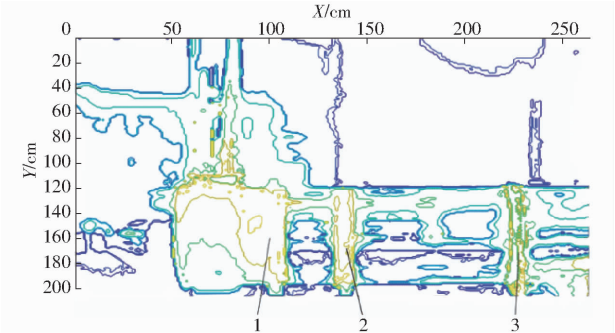


图 16 气相旋转螺旋槽管式换热器壳体等温线图
Fig. 16 Isothermogram of gas-phase rotating spiral
grooved tube heat exchanger shells
1. 气流分配室与旋转壳体嵌合处 2. 托轮滚动槽 3. 齿圈

采用 Origin 8.0 软件绘制换热器外壁温度曲
线,如图 17 所示。在不同烟气温度和壳体转速条件
下采集温度进行研究,分析换热器壳体外壁温度分

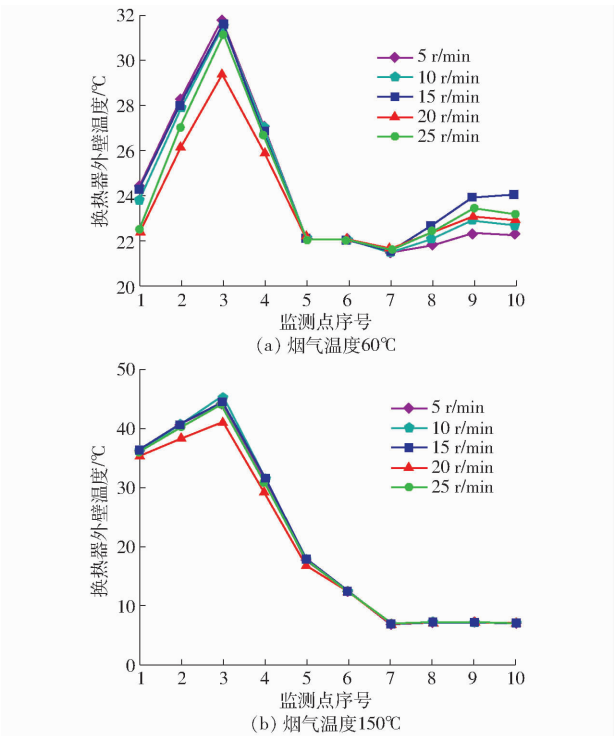


图 17 不同转速时换热器外壁温度变化曲线
Fig. 17 Temperature change of heat exchanger
outer wall at different rotational speeds

布情况,探究造成能量损失的原因。监测点不同,温
度随着热烟气温度的提高而温度分布趋势不同。对
比烟气温度 60℃ 和 150℃ 时的温度曲线图,最高值
均出现在监测点 3,分别为 32、48℃,位于旋转壳体
与气流分配室嵌合处,温度最低处为换热器旋转壳
体,表明旋转壳体 3 层保温结构达到了理想的保温
效果。温度有所上升的监测点为换热器齿圈所在位
置,传动时摩擦引起温度升高。

壳体旋转速度对外壁热量损失影响较小。在换
热器旋转外壳转速为 20 ~ 25 r/min 范围内,气相旋
转螺旋槽管式换热器试验台设备运转对密封部件性
能的影响较小。

4.4 综合性能分析

强化换热综合性能指数 (PEC) 为衡量对流换热
强化传热性能的评价方法,计算公式为

$$PEC = \frac{Nu/Nu'}{f/f'} \tag{11}$$

式中 Nu' ——圆管中努塞尔数
 f' ——圆管中阻力系数

采用等流速 (等流量及雷诺数 Re) 情况下的热
能因子作为换热器的综合性能评价标准^[34],检验壳
体转速 n 为 22 r/min 的气相旋转螺旋槽管式换热器
的综合性能。研究结果表明,随 Re 增大,PEC 均大
于 1,在 1.031 ~ 1.267 之间,说明在相同流量下,壳
体转速为 22 r/min 时,能传递更多热量,达到了强化
换热效果。

5 结论

- (1) 基于场协同与热力学理论优化螺旋槽管关
键部件,仿真结果表明当螺距为 24.854 mm、槽深为
1.753 mm、内外径比为 0.897 时, Nu 为 164.637, f
为 0.348。
- (2) 对流换热场协同分析表明,螺旋槽管外
凹、内凸结构形成的涡流动可显著强化换热, Re 一
定时,螺旋槽管 Nu 为圆管的 1.6 ~ 2.0 倍,协同角
 β 随 Re 增大而减小,随着流速的增加,速度场与温
度场协同性变好。PEC 均大于 1,达到了强化换热
效果。
- (3) 数值和试验分析结果表明, Nu 随着 Re 增
大而增大,近似呈指数型函数增长,获得了螺旋槽管
传热管件的传热特性关系式,其决定系数为 0.983,
在定义域 Re 为 12 095 ~ 60 474、 n 为 5 ~ 25 r/min 内
求最值,当转速为 22 r/min 时, Nu_{max} 为 209.834。研
究结果可为换热器传热管结构设计提供依据。

参 考 文 献

- [1] 车刚,陈武东,吴春升,等.大型5HFS-10负压自控粮食干燥机的设计与试验[J].农业工程学报,2017,33(16):267-275.
CHE Gang, CHEN Wudong, WU Chunsheng, et al. Design and experiment of large-scale 5HFS-10 type automatic control negative pressure grain dryer[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(16): 267-275. (in Chinese)
- [2] 车刚,王洪超,万霖,等.水稻干燥变温混配装置设计与试验[J].农业机械学报,2022,53(2):386-392,411.
CHE Gang, WANG Hongchao, WAN Lin, et al. Design and test of varying temperature mixing device on paddy rice drying[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(2): 386-392, 411. (in Chinese)
- [3] 车刚,万霖.谷物干燥节能供热技术与装备[M].北京:化学工业出版社,2021.
- [4] HAFEEZ A, KHUSHNOOD S, NIZAM L A, et al. Analysis of flow-induced vibrations in a heat exchanger tube bundle subjected to variable tube flow velocity[J]. Advances in Science and Technology Research Journal, 2023, 17(2): 279-288.
- [5] TEERAPAT C, WITON C, SURIYA C. Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 171: 107184.
- [6] SUBRAMANI K, LOGESH K, KOLAPPA S, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of heat exchanger with bubble fin assistance[J]. International Journal of Ambient Energy, 2020, 41(6): 617-620.
- [7] 刁显琪,万霖,车刚,等.基于粮食干燥机旋转管壳式换热器设计与研究[J].农机化研究,2019,41(5):232-236.
DIAO Xianqi, WAN Lin, CHE Gang, et al. Innovative design of grain dryer rotating shell and tube heat exchanger based on heat transfer enhancement theory[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(5): 232-236. (in Chinese)
- [8] 董军启,陈江平,袁庆丰,等.板翅换热器平直翅片的传热与阻力性能试验[J].农业机械学报,2007,38(8):53-56.
DONG Junqi, CHEN Jiangping, YUAN Qingfeng, et al. Flow and heat transfer on compact smooth fin surfaces[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 53-56. (in Chinese)
- [9] 杨艳霞,马晴婵,左玉清.人字形板式换热器流道传热特性及参数优化[J].农业工程学报,2019,35(21):210-215.
YANG Yanxia, MA Qingchan, ZUO Yuqing. Heat transfer characteristics and parameter optimization of flow passage of herringbone heat transfer[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 210-215. (in Chinese)
- [10] SADEGHIANJOHROMI A, WANG C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—a review on different mechanisms[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 137(3): 110470.
- [11] VIGVIARAGAVAN B, ASOK S P, SHAKTHI G C R. Heat transfer characteristics of double pipe heat exchanger having externally enhanced inner pipe[J]. Acta Polytechnica, 2023, 63(1): 65-74.
- [12] 张晓露,武卫.螺旋槽管强化传热机理及性能的数值研究[J].河北科技大学学报,2014,35(1):73-78.
ZHANG Xiaolu, WU Wei. Numerical study on mechanism and characteristic of heat transfer enhancement of spiral grooved tube[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2014, 35(1): 73-78. (in Chinese)
- [13] 田金凯,车刚,万霖,等.气相旋转换热器壳程强化传热数值模拟[J].农机化研究,2024,46(5):257-261,268.
TIAN Jinkai, CHE Gang, WAN Lin, et al. Numerical simulation of heat transfer enhancement on shell side of gas rotary heat exchanger[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(5): 257-261, 268. (in Chinese)
- [14] TONGKRATOKEL A, PRAMUANJAROENKIJ A, PHANKHOKSOONG S, et al. The experimental investigation of double pipe heat exchangers prepared from two techniques[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 501: 012064.
- [15] REDDY N S, VISHWANATH K C, SATHEESHA V, et al. Study on heat transfer and pressure drop in tube-in-tube helical heat exchanger[J]. Journal of Applied Science and Engineering, 2021, 24(4): 635-642.
- [16] 朱康辉,张锁龙.双波纹板束逆流传热与流动的数值模拟和实验研究[J].化工进展,2014,33(6):1419-1424.
ZHU Kanghui, ZHANG Suolong. Numerical simulation and experiment on efficiency and flow of counter double corrugated plates[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014, 33(6): 1419-1424. (in Chinese)
- [17] BOZORGAN N, GHAFOURI A, ASSAREH E, et al. Design and thermal-hydraulic optimization of a shell and tube heat exchanger using bees algorithm[J]. Thermal Science, 2022, 26(1): 693-703.
- [18] 魏啸,丁晓红.传热结构自适应拓扑优化准则法研究[J].机械工程学报,2017,53(20):153-160
WEI Xiao, DING Xiaohong. Adaptive topology optimization of heat transfer structure by optimality criteria[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(20): 153-160. (in Chinese)
- [19] 唐玉峰,田茂诚,冷学礼.螺旋槽管内流动换热场协同分析[J].山东大学学报(工学版),2011,41(2):158-162.
TANG Yufeng, TIAN Maocheng, LENG Xueli. Field synergy analyses on inner flow and heat transfer characteristics of spirally corrugated tubes[J]. Journal of Shandong University(Engineering Science), 2011, 41(2): 158-162. (in Chinese)
- [20] 刘文竹,云和明,王宝雪,等.基于场协同和耗散的微通道拓扑优化研究[J].化工学报,2023,35(1):73-78.
LIU Wenzhu, YUN Heming, WANG Baoxue, et al. Topology optimization based on field synergy and entransy[J]. CIESC Journal, 2023, 35(1): 73-78. (in Chinese)
- [21] 万霖,车刚,金中波,等.气相旋转换热器:CN105674719B[P].2018-01-30.
- [22] 过增元,黄逸素.场协同原理与强化传热新技术[M].北京:中国电力出版社,2004.

[23] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.

[24] 余其铮. 辐射换热原理[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2000.

[25] 杨晨,王风磊,吴嘉懿,等. 螺旋复合型槽纹管换热器壳程热力性能分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版),2022, 50(2):137-144.

YANG Chen, WANG Fenglei, WU Jiayi, et al. Analysis of shell-side thermal-hydraulic performance of hybrid smooth and spirally corrugated tubes[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2022, 50(2): 137-144. (in Chinese)

[26] 许卫国. 导热油螺旋波纹管管内流动和传热特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.

XU Weiguo. Investigation of heat transfer fluid in internally ribbed tubes[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)

[27] 周强泰,赵玲玲,王泽宁,等. 螺旋槽管强化传热研究及其在锅炉中的应用[J]. 东南大学学报(自然科学版),2005, 35(1):1-6.

ZHOU Qiangtai, ZHAO Lingling, WANG Zening, et al. Studies on heat transfer enhancement of spirally corrugated tube and its application to boilers[J]. Journal of Southeast University(Natural Science Edition), 2005, 35(1): 1-6. (in Chinese)

[28] 孟继安,过增元,李志信. 应用流场协同理论的多纵向涡强化换热管[J]. 动力工程. 2005, 25(3): 404-407

MENG Ji'an, GUO Zengyuan, LI Zhixin. Tubes with heat transfer property intensified by multi-longitudinal vortices according to the field coordination theory[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2005, 25(3): 404-407. (in Chinese)

[29] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J]. 科学通报,2000,45(19):2118-2122.

GUO Zengyuan. The physical mechanism and control of convective heat transfer:synergy of velocity field and heat flow field [J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19): 2118-2122. (in Chinese)

[30] 张仲彬,张浩,刘洋,等. 新型板式换热器导流区特性的数值模拟及场协同分析[J]. 机械工程学报,2017,53(6):145-151.

ZHANG Zhongbin, ZHANG Hao, LIU Yang, et al. Numerical simulation and field synergy principle analysis on the characteristic for new distribution region of plate heat exchanger[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(6): 145-151. (in Chinese)

[31] 罗乔军,张进疆,吴耀森,等. 稻谷热管辅助热泵除湿干燥技术[J]. 农业机械学报, 2014,45(增刊):247-251.

LUO Qiaojun, ZHANG Jinjiang, WU Yaosen, et al. Rice drying using heat pump dehumidifying system with heat pipe[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Supp.): 247-251. (in Chinese)

[32] 高雄发,郜聪,张德胜,等. 基于 CFD-DEM 的旋流泵混合颗粒固液两相流研究[J]. 农业机械学报,2023,54(8):163-170,248.

GAO Xiongfa, GAO Cong, ZHANG Desheng, et al. Solid-liquid two-phase flow of mixed particles in vortex pump based on CFD-DEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 163-170,248. (in Chinese)

[33] 张高杰,车刚,万霖,等. 基于热成像的粮食干燥换热器圆筒壁热阻测试[J]. 农机化研究,2020,42(4):145-149,155.

ZHANG Gaojie, CHE Gang, WAN Lin, et al. Thermal resistance for cylindrical wall structure of grain drying heat exchanger based on thermal imaging[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2020, 42(4): 145-149,155. (in Chinese)

[34] 蒋晨,丁玉梅,张震,等. 内置转子换热管旋流部分的数值模拟[J]. 化工进展,2013,32(10):2283-2287.

JIANG Chen, DING Yumei, ZHANG Zhen, et al. Numerical simulation of vortex part of tubes with rotor assembly inserts[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2013, 32(10): 2283-2287. (in Chinese)